

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ

Katedra energetických zařízení



KYNČLOVÁ ZUZANA

Rekuperace a snížení energetické náročnosti provozní budovy

(Energy cost reduction and recuperation of an administrative building)

Vedoucí diplomové práce: Ing. Petr Novotný, CSc.

Rozsah práce:

Počet stran:	50
Počet obrázků:	12
Počet tabulek:	20
Počet grafů:	-
Počet příloh:	6



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Jméno a příjmení
Studijní program

Zuzana Kynčlová
bakalářský – B2341 Strojírenství

Obor

2302R022 Stroje a zařízení

Zaměření

Energetické stroje a zařízení

Ve smyslu zákona č. 111/1998 Sb. o vysokých školách se Vám určuje bakalářská práce na téma:

Rekuperace a snížení energetické náročnosti provozní budovy

Zásady pro vypracování:

(uveďte hlavní cíle bakalářské práce a doporučené metody pro vypracování)

1. Zjistěte energetickou bilanci objektu (ztráty, zisky z technické dokumentace, provozní údaje spotřeby tepla a chladu).
2. Proveďte rešerši dostupných rekuperačních jednotek na trhu pro zjištěné údaje (výkon, cena).
3. Porovnejte jednotky rekuperací s deskovým výměníkem a s rotačním výměníkem, dle teploty odpadního vzduchu (TOV) zvažte možnost využití zpětného získávání tepla (ZZT).
4. Proveďte kalkulaci energetických úspor a porovnejte s přibližnou investiční náročností a návratností zvoleného technického řešení.
5. Nakreslete technologické schéma strojovny

Prohlášení

Byla jsem seznámena s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracovala samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

Datum

Podpis

Declaration

I have been notified of the fact that Copyright Act No. 121/2000 Coll. applies to my thesis in full, in particular Section 60, School Work.

I am fully aware that the Technical University of Liberec is not interfering in my copyright by using my thesis for the internal purposes of TUL.

If I use my thesis or grant a licence for its use, I am aware of the fact that I must inform TUL of this fact; in this case TUL has the right to seek that I pay the expenses invested in the creation of my thesis to the full amount.

I compiled the thesis on my own with the use of the acknowledged sources and on the basis of consultation with the head of the thesis and a consultant.

Date

Signature

Abstrakt

Hlavním předmětem této bakalářské práce je zamyšlení nad rekuperací a snížení energetických nákladů administrativní budovy Komerční banky. Na základě zjištěných a vypočtených údajů, byly poptány na trhu vzduchotechnické jednotky s deskovým a rotačním výměníkem a bez zpětného získávání tepla. Pro jejich porovnání byly použity dvě ekonomické metody. Výsledkem práce je vybrání nejvhodnějšího zařízení s nejnižší energetickou náročností.

Klíčová slova

Deskový výměník, rotační výměník, zpětné získávání tepla, klimatizace, kalkulace, jednotka, účinnost, rekuperace, bodová metoda, metoda párového srovnání

Abstract

The main subject of this thesis is a reflection on energy cost reduction and recuperation of an administrative building of Komerční Banka. Non-recuperating and recuperating air handling units were demanded on the market based on researched observations and calculations. Two economic methods were used for their comparison. The result of the work is the selection of the most appropriate solution with the lowest energy requirements.

Keywords

Plate heat exchanger rotary heat exchanger, heat recovery air conditioning, calculation, unit efficiency, recovery, point method, pair-wise comparison

OBSAH

ANOTACE.....	1
SUMMARY	2
ZADÁNÍ.....	4
PROHLÁŠENÍ.....	5
ABSTRAKT.....	6
OBSAH	7
SOUPIS POUŽITÉHO ZNAČENÍ	8
1. Úvod.....	10
1.1 Stručná historie.....	10
1.2 Využití klimatizace	10
1.3 Funkce klimatizace.....	11
2. Rozdělení vzduchotechnických a klimatizačních systémů	12
2.1 Sestavná klimatizační zařízení	13
2.2 Blokova klimatizační zařízení.....	13
2.3 Klimatizační zařízení komorová	14
2.4 Klimatizační jednotková zařízení.....	15
3. Cíl bakalářské práce	16
4. Historie objektu.....	17
4.1 Tepelné technické vlastnosti budovy	17
4.2 Výpočtové parametry venkovního klimatu	18
4.3 Požadavky na vnitřní prostředí budovy.....	18
5. Zisky a ztráty z technické dokumentace	20
5.1 Výpočet tepelných zisků	20
5.2 Ztráty objektu	21
6. Návrh a porovnání VZT jednotek dostupných na trhu pro zjištěné údaje	23
6.1 Metoda bodovací	25
6.2 Metoda párového srovnání	26
6.3 Výběr klimatizační jednotky	29
7. Jednotky s rekuperací s deskovým výměníkem a jednotky s rotačním výměníkem.....	32
7.1 Deskové výměníky	32
7.2 Rotační výměníky	33
7.3 Porovnání jednotky s rekuperací s deskovým výměníkem a jednotky s rotačním výměníkem dle teploty odpadního tepla	35
8. Zvážení možnosti využití zpětného získávání tepla.....	36
8.1 Účinnost ZZT	36
8.2 Rozdělení dle přenosu energie a hmoty	38
8.3 Kalkulace energetických úspor a porovnání investiční nákladnosti a návratnosti zvoleného řešení.....	38
9. Závěr.....	44
10. Technologické schéma strojovny	47
11. Použitá literatura	48
12. Seznam příloh.....	50

SOUPIS POUŽITÉHO ZNAČENÍ

a	sluneční azimut	[°]
a	výška vzduchotechnického potrubí	[m]
b	šířka vzduchotechnického potrubí	[m]
c_o	korekce na čistotu atmosféry	[-]
c_v	měrná tepelná kapacita vzduchu	[J/kgK]
c_l	součinitel současnosti	[-]
d_h	hydraulický průměr potrubí	[m]
d_{sk}	skutečný průměr potrubí	[m]
d_{vyp}	navržený průměr potrubí	[m]
h	výška slunce nad obzorem	[°]
H	výška zasklené části okna	[m]
I_C	intenzita celkové sluneční radiace	[W/m ²]
I_d	intenzita difusní sluneční radiace	[W/m ²]
I_D	intenzita přímé sluneční radiace	[W/m ²]
I_{DS}	intenzita sluneční radiace dopadající na orientovanou plochu	[W/m ²]
i_L	počet lidí	[-]
i_o	počet oken	[-]
I_o	celková intenzita sluneční radiace procházející standardním jednoduchým zasklením	[W/m ²]
I_{odif}	intenzita difusní sluneční radiace procházející standardním jednoduchým zasklením	[W/m ²]
I_0	sluneční konstanta	[W/m ²]
k	součinitel prostupu tepla stěnou	[W/m ² K]
k_o	součinitel prostupu tepla oknem	[W/m ² K]
L	šířka zasklené části okna	[m]
m	součinitel zmenšení teplotního kolísání při prostupu tepla stěnou	[-]
M	číslo měsíce	[-]
M	hmotnosti obvodových stěn, podlahy a stropu, které přicházejí v úvahu pro akumulaci	[kg]
M_w	produkce vlhkosti	[g/hod]
$M_{w,os}$	produkce vlhkosti osobami	[g/hod,os]
n	počet hodin provozu klimatizačního zařízení	[hod]
n	počet osob	[-]
n	počet fan-coilů v místnosti	[-]
p	přirážka na světovou stranu	[-]
p_d	dynamický tlak	[Pa]
Q_c	celkový tepelný zisk	[W]
Q_L	tepelné zisky od lidí	[W]
Q_{oc}	celkový prostup tepla okny	[W]
Q_{OK}	prostup tepla oknem konvekcí	[W]
Q_{OR}	prostup tepla oknem radiací	[W]
Q_{ORm}	průměrné tepelné zisky v době provozu zařízení	[W]
Q_{ORmax}	maximální tepelné zisky radiací	[W]
Q_s	prostup tepla stěnou vedením	[W]
Q_s	výkon fan-coilu (citelný)	[W]
$Q_{vět}$	výkon větracího zařízení	[W]
$Q_{z,vne}$	vnější zisky	[W]
$Q_{z,vni}$	vnitřní zisky	[W]

R_e	Reynoldsovo číslo	[-]
s	stínící součinitel	[-]
S	plocha místnosti	[m ²]
S	navržený průřez potrubí	[m ²]
S_O	plocha okna včetně rámu	[m ²]
S_{OS}	osluněný povrch okna	[m ²]
S_{sk}	skutečný průřez potrubí	[m ²]
T_d	celková propustnost difusní sluneční radiace standardním sklem	[-]
T_D	celková poměrná propustnost přímé sluneční radiace standardním sklem	[-]
t_e	teplota venkovního vzduchu	[°C]
t_{emax}	maximální teplota v příslušném dnu	[°C]
t_i	vnitřní výpočtová teplota	[°C]
t_p	teplota přiváděného vzduchu do místnosti vzduchotechnickou jednotkou	[°C]
t_r	rovnocenná sluneční teplota venkovního vzduchu	[°C]
t_{rm}	průměrná rovnocenná sluneční teplota vzduchu za 24 hodin	[-]
$t_{r\psi}$	rovnocenná sluneční teplota v době o ψ dřívější	[°C]
V	objem místnosti	[m ³]
V_c	celkový průtok vzduchu	[m ³ /hod]
$V_{\check{v}}$	objemové množství čerstvého vzduchu	[m ³ /hod]
V_{ob}	objemové množství oběhového vzduchu	[m ³ /hod]
V_{odv}	objemové množství odváděného vzduchu	[m ³ /hod]
V_{os}	hygienické množství čerstvého vzduchu	[m ³ /hod,os]
V_p	objemový průtok vzduchu fan-coilem	[m ³ /hod]
w	rychlost proudění v potrubí (zvolená)	[m/s]
w_{sk}	rychlost proudění v potrubí (skutečná)	[m/s]
z	součinitel znečištění atmosféry	[-]
ΔQ	snížení tepelných zisků od osluněných oken vlivem akumulace do vnitřních konstrukcí	[W]
Δt	maximální přípouštěné překročení požadované teploty v klimatizovaném prostoru	[K]
Δt_p	pracovní rozdíl teplot	[K]
α	úhel stěny s vodorovnou rovinou vzatý na straně odvrácené od slunce	[°]
α_e	součinitel prostupu tepla na vnější straně stěny	[W/m ² K]
α_i	součinitel prostupu tepla na vnitřní straně stěny	[W/m ² K]
δ	sluneční deklinace	[°]
δ	tloušťka stěny	[m]
ε	součinitel poměrné tepelné pohltivosti pro sluneční radiaci	[-]
γ	azimutový úhel normály stěny vzatý od směru sever po směru otáčení hodinových ručiček	[°]
θ	úhel mezi normálou osluněného povrchu a směrem paprsků	[°]
ρ_v	hustota vzduchu	[kg/m ³]
τ	sluneční čas	[hod]
ψ	fázové posunutí teplotních kmitů	[hod]

1. ÚVOD

1.1. Stručná historie

Počátky klimatizace, založené na přirozených principech proudění, přenosu tepla i vlhkosti, nalezneme již v minulosti. V některých oblastech Indie za horkého období, bylo využito intenzivního stabilního proudění větru k úpravě teploty a vlhkosti v palácových stavbách. Přes otvory na návětrné straně budov byly zavěšovány vlhčené rohože z trávy k adiabatickému chlazení (vypařováním) přiváděného vzduchu až na teploty 20-30 °C. Rohože byly vlhčeny ručně, nebo z perforovaných žlabů, zásobovaných gravitačně vodou z rezervoáru. Prvky úpravy vzduchu, o kterých lze říci, že později formovaly "klimatizaci", byly uplatněny v Anglii v druhé polovině 19. století v několika budovách (parlament v Londýně, koncertní hala v Liverpoolu). Byl zde zaveden nucený přívod čerstvého i odvod venkovního a oběhového vzduchu ventilátory, ohřev vzduchu parními ohřívači, vlhčení a chlazení vzduchu sprchováním vodou, vlhčení přidáváním páry i chlazení užitím přírodního ledu.

V 19.století klimatizace využívá pokroku v chemii.V roce 1902 Američan Willis H. Carrarier, který je považován za vynálezce první elektrické průmyslové klimatizace. Byla určená pro tiskárny a textilní továrny. První klimatizace měla své nevýhody, jako jsou velké rozměry, velká energetická náročnost, chladicí systémy na bázi čpavku, chlorid methyly, propanu a freonu, které byla nešetrná k životnímu prostředí.[7].

Dnešní vývoj v oblasti technologie klimatizace řeší úspory energetické náročnosti, účinnosti zařízení, čištění vzduchu a snížení hlučnosti zařízení a také vzhledu jednotek

1.2 Využití klimatizace

Klimatizace zajišťuje větrání a tepelnou pohodu v příslušných prostorách. Je to větrací zařízení, které slouží pro úpravu vzduchu na požadované hodnoty jako je úprava čistoty ovzduší, vlhkosti, teploty vzduchu ve větraném prostoru. Upravovaný vzduch musí obsahovat min. 10 -15 % čerstvého vzduchu. Klimatizační zařízení obvykle obsahují vícestupňovou filtraci vzduchu. Díky této filtraci můžeme klimatizovat například čisté prostory, jako jsou operační sály, inkubátory, laboratoře či různé prostory využívající různé technologie, které mají vysoké nároky na čistotu prostředí [1].

1.3 Funkcí klimatizace je:

- 1) úprava teploty přiváděného vzduchu - chlazení a vytápění prostoru
- 2) filtrace vzduchu případně další úpravy související s čistotou – ionizaci, sterilizaci
- 3) úpravu vlhkosti vlhčením a odvlhčením vzduchu
- 4) řízené větrání a výměna vzduchu v místnosti čerstvým vzduchem, spojená s odvodem škodlivin

Klimatizační zařízení se obvykle skládá z ventilátorové komory, filtrů, chladiče, ohřívače, parní zvlhčovače, či adiabatické pračky, systém pro zpětné získávání tepla, směšovací komory. Podle požadavků na klimatizovaný prostor lze z těchto částí zařízení navrhnout. V poslední době je kladen důraz na ekonomické hledisko - tedy snížení energetické náročnosti vzduchotechnického zařízení což vede k snahám o zpětné využití tepla z odpadního vzduchu [1].

2. ROZDĚLENÍ VZDUCHOTECHNICKÝCH A KLIMATIZAČNÍCH SYSTÉMŮ

Tyto systémy dělíme podle několika hledisek.

První je rozdělení dle funkce na:

- 1) na vzduchotechniku dílčí, která zajišťuje ohřev + chlazení
- 2) na klimatizaci dílčí, která má funkci ohřev + chlazení + vlhčení
- 3) na klimatizaci plnou, která zajišťuje ohřev + chlazení + vlhčení + odvlhčování

Druhé hledisko je dle použité teplotnosné látky na:

- 1) vodní – ventilátorové konvektory (fancoily), chladicí stropy
- 2) vzduchové – nízkotlaké (ústřední, zónové), vysokotlaké (jednokanálové, dvoukanálové)
- 3) chladivové – Split, VRV (VRF)
- 4) kombinované systémy: vzduch – voda

Třetí možnost rozdělení je dle velikosti na systémy:

- 1) malá zařízení – jsou složeny z jednotlivých částí či bloků
- 2) střední zařízení - jsou složeny z jednotlivých částí či blokových částí (určitá sestava, skladbu nelze měnit)
- 3) velká zařízení – jsou provedená jako komorová zařízení
- 4) klimatizační zařízení jednotková

Čtvrtá možnost rozdělení je dle rychlosti vzduchu v hlavním potrubí na:

- 1) nízkotlaká zařízení - rychlost vzduchu v potrubí je do 12 m/s. Veškerá úprava vzduchu se provádí v centrální strojovně, odkud se přivádí do klimatizované místnosti.
- 2) vysokotlaká zařízení - rychlost vzduchu v potrubí je do 25 m/s. Úprava vzduchu se provádí v centrální strojovně. Před vstupem vzduchu do klimatizované místnosti, se snižuje tlak v koncových indukčních jednotkách[3].

2.1 Sestavná klimatizační zařízení

Tyto zařízení se skládají z jednotlivých ohřívacích, chladících, zvlhčovacích a ventilátorových částí. Sestavné klimatizační zařízení bere v úvahu požadavky investora a dává projektantovi možnost použít jen ty části, které se opravdu využijí. Tyto zařízení se vyrábí v různých výkonnostních řadách. Výhodou je, že lze použít jednotku, která splňuje požadavek na potřebný vzduchový výkon. Zároveň u stavebnicové koncepce jsou přechodové kusy mezi jednotlivými prvky a zařízení, podstatně kratší, než při běžném spojování s přechody navíc montáž, doprava i údržba jednotlivých prvků je jednoduchá. Vzduchový se obvykle pohybuje do 60 000m³/h vzduchu [4].



Obrázek č. 1 - Sestavná klimatizační zařízení SENATOR 25

2.2 Blokova klimatizační zařízení

Tato zařízení jsou konstruována a dodávána jako celek. Jednotlivé prvky je možno vypustit nebo doplnit. Rozměry zařízení však zůstávají stále stejné. Typickým představitelem jsou zařízení multizónová. Ty pracují na principu smíchání oběhového a čerstvého vzduchu, který je ventilátorem dále veden do dvou vzájemně oddělených komor. Vzduch v první komoře se ohřívá a případně vlhčí a ve druhé komoře se vzduch ochlazuje. Tyto komory mají dlouhé obdélníkové výstupy stejné šířky, umístěné nad sebou. Těchto výstupů bývá ve spodní i horní řadě 10 až 12. Jsou opatřeny klapkami a to tak, že otvory nad sebou (výstupy chladného a teplého vzduchu) mají regulační klapky se společnou hřídelí s listy otočenými o 90°, takže klapka je otevřena a druhá uzavřena. Toto zařízení může dodávat vzduch o různé teplotě do několika prostorů. Ušetří se tím větší počet samostatných drobnějších zařízení, zmenší se nároky na prostor a náklady jsou menší [1].



Obrázek č. 2 - blokové klimatizační jednotky AIR INO

2.3 Klimatizační zařízení komorová

Pro každou část tohoto zařízení je vytvořena samostatná komora, která může být zděná, betonová či plechová. V těchto komorách jsou umístěny prvky pro požadovanou úpravu vzduchu. Klimatizační zařízení komorová mají většinou vysoké výkony (přes 100 000 m³/h vzduchu). Tato zařízení jsou hydraulicky nevýhodná, mají vysoké místní ztráty v důsledku náhlých rozšiřování a zužování průřezů. Od této koncepce se odstupuje a dává se přednost menším zařízením s krátkými rozvody. Komorová zařízení se dnes používají jen pro velké haly v průmyslu [1].



Obrázek č. 3 - Blokové a komorové provedení Senátor 50 od firmy Janka

2.4 Vzduchotechnická jednotková zařízení

Vzduchotechnická jednotková zařízení se dodávají jako celek, který nemusí mít samostatnou strojovnu, a umísťují se přímo v klimatizovaných prostorech. Obvykle nemají zařízení na zvlhčování vzduchu. Nejběžnější jsou: klimatizační skříně, okenní klimatizátory a podokenní (parapetní) jednotky. Zařízení potřebují pro provoz přívod elektrického proudu, případně i přípojku chladicí a teplé vody. Mezi výhody těchto zařízení patří: nižší cena – větší série, náklady na instalace jsou menší než u zařízení centrálních, jednoduchá regulace, protože jednotlivá zařízení jsou na sobě zcela nezávislá zařízení a jsou mobilní, zcela nebo částečně odpadají rozvody vzduchu. Nevýhodou je, že jsou hlučnější. Příkladem jsou FCU jednotky, které využívají teplotonosnou látku vodu či Splitsy které využívají teplotonosnou látku chladivo[1].



Obrázek č. 4 - Klimatizační jednotková zařízení - ventilátorový konvektory (FCU jednotka)

3. CÍL BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

V dnešní době, kdy stoupá cena energií a výhledově nelze čekat opačný trend, je pozornost zaměřena nejen na investiční náklady, ale i na náklady provozní a na návratnost jednotlivých technologických řešení.

Cílem mé bakalářské práce je porovnání dostupných rekuperačních jednotek a kalkulace energetických úspor s porovnáním investiční nákladnosti a návratností zvoleného technického řešení.

Zadání je zpracováno ve třech variantách

- 1) vzduchotechnický systém bez rekuperace
- 2) vzduchotechnický systém s rekuperací - deskový výměník
- 3) vzduchotechnický systém s regenerací – rotační výměník

4. HISTORIE OBJEKTU

Předmětem mé bakalářské práce je administrativní budova Komerční banky. Areál objektu vznikl adaptací a dostavbou budovy bývalého OV KSČ, který byl stavebně dokončen začátkem 80. let nesl znaky tehdejšího způsobu výstavby i účelu, ke kterému byl zbudován.

Zcela zásadní rekonstrukce a dostavba byla realizována v letech 1995 – 1997. Která proběhla za nepřetržitého chodu administrativní budovy. V této budově došlo ke kompletní rekonstrukci interiérů včetně vytvoření nové nástavby na střeše budovy, kde byla umístěna nová plynová kotelna. Do této budovy bylo kromě kancelářských prostor umístěno výpočetní centrum. Došlo ke kompletní výměně venkovního pláště včetně výměny oken, které podstatně zlepšily tepelně izolační vlastnosti budovy. Zároveň se zcela změnil architektonický charakter stavby a z nevzhledné krychle se stala atraktivní dominanta této části města.



obrázek č. 5 - Administrativní budova KB

4.1 Tepelné technické vlastnosti budovy

Jedná se o železobetonový objekt s 3 nadzemními podlažími. Okna jsou hliníková zasklená izolačním dvojsklem. Obvodový plášť tvoří předvěšená hliníková fasáda systému SCHUCO CW 80. Stavba je současné době využívána pro účely banky. V rámci rekonstrukce a dostavby areálu byla vybudována dvorana, adaptována pracoviště a zřízeno několik detašovaných odborů centrály s rozsáhlým technickým a technologickým zázemím.

4.2 Výpočtové parametry venkovního klimatu

Teplota venkovního vzduchu t_e

Pro zimní období je použita oblastní teplota pro Prahu $t_e = -12^\circ \text{C}$. pro dimenzování topného výkonu klimatizačního zařízení je použita teplota o 3°C nižší tj. $t_e = -15^\circ \text{C}$

Při dimenzování chladicího výkonu klimatizačního zařízení je použita venkovní teplota vzduchu $t_e = 32^\circ \text{C}$

Pro letní období, byl výpočet tepelné zátěže klimatizovaných prostorů proveden dle normy ČSN 73 0548 [12].

Vlhkost vzduchu

Nejmenší obsah vodních par ve venkovním vzduchu je v zimním období, při teplotě venkovního vzduchu $t_e = -15^\circ \text{C}$ se v ČR počítá s měrnou vlhkostí $x_e = 1,0 \text{ g/kg}$ a relativní vlhkost vzduchu $\varphi = 100 \%$.

V letním období je relativní vlhkost vzduchu pro Prahu je daná venkovní teplotou $t_e = 32^\circ \text{C}$ a entalpií venkovního vzduchu $h_e = 56 \text{ kJ/kg}$.

Nadmořská výška

Pro Prahu je nadmořská výška 180m.n.m. Administrativní budova se nachází v nadmořské výšce cca 183 m.n.m.

Barometrický tlak vzduchu p_B

Je uvažována hodnota $p_B = 98,1 \text{ kPa}$. Pro konstrukci diagramu h-x je použita hodnota $p_B = 100 \text{ kPa}$.

4.3 Požadavky na vnitřní prostředí budovy

Vnitřní výpočtová teplota t_i

Teplotu vzduchu, vnímá každý člověk jiným způsobem. Je to dané pohlavím, zdravotním stavem, typem postavy - rozdílnou produkcí bazálního metabolického tepla (teplo produkované biologickými procesy, které probíhají i bez fyzické aktivity), ale třeba i psychickým stavem či nevsypáním. Obvykle se navrhuje vnitřní teploty vzduchu v zimě

$t_i = 20^{\circ}\text{C}$ a v létě $t_i = 26^{\circ}\text{C}$. Tyto hodnoty jsou použity pro výpočty v této bakalářské práci.

Vlhkost vzduchu

Nízká vlhkost (méně jak 20%) ve vnitřním prostředí, může být pro osoby jak pocitově tak i zdravotně špatná. Způsobuje vysychání sliznic a tím může být člověk náchylnější k onemocnění. Naopak vyšší vlhkost ohrožuje budovy, hrozí vznik plísní a mikroorganismů. Optimální vlhkost se pohybuje okolo 30-60%. Relativní vlhkost vnitřního vzduchu je zde uvažována $\varphi = 50\%$ [6].

Rychlost proudění vzduchu

Vnímání teploty ovlivňuje rychlost proudění vzduchu. Při větších rychlostech než $0,25 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ můžou mít citlivější osoby nepříjemný pocit průvanu a chladu. Také dochází k zvýšení přestupu tepla konvekci. Naopak jeli rychlost vzduchu nižší než $0,05 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, můžou mít osoby pocit „těžkého, obtížně dýchatelného vzduchu“. Ideální stav je v rozmezí $0,1 - 0,2 \text{ m/s}$ [6].

Akustické podmínky (hluk)

Hluk je každý nechtěný zvuk, který má rušivý nebo obtěžující charakter, nebo který má škodlivé účinky na lidské zdraví.

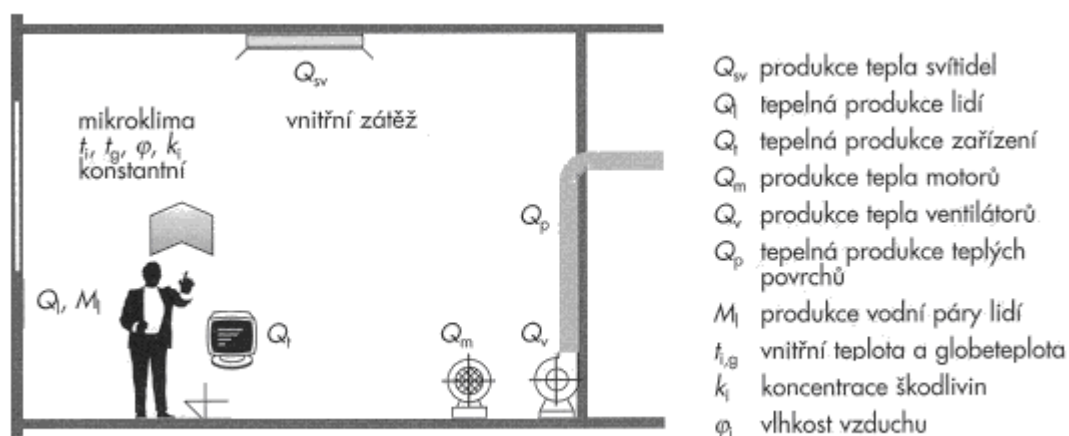
Ve vnitřním chráněném prostředí budov musí být dodrženy hygienické limity hluku. Tyto limity jsou obsaženy ve sbírce zákonů č.148/2006 a v č.502/2000, kde jsou popsány hygienické hodnoty a způsoby vyhodnocování a měření hluku [4].

5. TEPELNÉ ZISKY A ZTRÁTY Z TECHNICKÉ DOKUMENTACE

Technickou dokumentaci přes veškeré úsilí se bohužel nepodařilo najít. Po domluvě s vedoucím bakalářské práce byla zvolena metoda přímého výpočtu tepelných zisků a ztrát dle ČSN 73 0548 -Výpočet tepelné zátěže klimatizovaných prostorů [12].

5.1 Výpočet tepelných zisků

Tepelné zisky dělíme na vnitřní a vnější. Do vnitřních tepelných zisků jsou zahrnuty zisky od lidí, od osvětlení, použité technologie (počítače, tiskárny). Vnější tepelné zisky především zahrnují tepelnou radiaci od oslunění procházející okenními plochami v závislosti na orientaci světových stran a prostup tepla konstrukcí budovy.



Obrázek č. 6 - Schéma složek vnitřní tepelné zátěže

Výpočet tepelných zisků byl proveden podle zadání pro 3 patra administrativní budovy dle normy ČSN 73 0548[12].

1. patro budovy

2.

Číslo místnosti	Název	Plocha	Celkem tepelná zátěž
		m²	W
1.201	KANCELÁŘ	46,90	1738,64
1.202	KANCELÁŘ	27,40	1102,16
1.203	KANCELÁŘ	17,80	654,76
1.204	KANCELÁŘ	54,50	3034,19
1.206	KANCELÁŘ	66,80	3242,45
1.207	KANCELÁŘ	23,60	660,32
1.208	KANCELÁŘ	84,10	4271,18
1.209	KANCELÁŘ	41,50	1489,23
1.210	KANCELÁŘ	44,10	2418,34
1.211	KANCELÁŘ	23,00	561,85
1.212	KANCELÁŘ	22,80	752,17
1.213	KANCELÁŘ	20,30	647,18
1.214	KANCELÁŘ	20,30	455,51
1.215	SCHODIŠTĚ	45,5	1675,00
1.223	CHODBA	79,4	2940,00
1.222	ČAJ. KUCHYŇKA	9,5	347,00
	Celkem patro :	627,50	25990,00

*Tabulka č. 1 – Ukázka výpočtu tepelných zisků pro 1. patro budovy (1.NP),
plán prvního patra viz Příloha č. 1*

Přívod čerstvého vzduchu obstarává centrální vzduchotechnická jednotka, která zajišťuje přívod minimální dávky čerstvého vzduchu dle hygienických norem (Zákon č. 361/2007 Sb.), do každé místnosti prostřednictvím přívodních elementů. Čerstvý vzduch je nasáván na severní straně strojovny VZT přes protidešťovou žaluzii.

Odtah je zajištěn pomocí odtahových vyústek umístěných v jednotlivých místnostech na odvodním potrubí. Vzduch je přes vzduchotechnickou jednotku, kde dochází k zpětnému získávání vyfukován pomocí výfukových hlavic umístěných na střeše nad strojovnou VZT.

5.2 Ztráty objektu

Tepelné ztráty budov jsou převážně způsobeny prostupem tepla (vedením tepla) stěnami, okny, tepelnými mosty, prostupem přes konstrukce přilehlé k zemině obklopující budovu a větráním (infiltrací). Podrobný způsob výpočtu je uveden v normě ČSN 06 0210 Výpočet tepelných ztrát budov při ústředním vytápění, 5/1994[11].

Celková tepelná ztráta se skládá z tepelné ztráty prostupem tepla, tepelné ztráty větráním a trvalých tepelných zisků.

$$Q_c = Q_p + Q_v \cdot Q_z \quad (1.1)$$

Q_c [W] celková tepelná ztráta

Q_p [W] tepelná ztráta prostupem tepla

Q_v [W] tepelná ztráta prostoru větráním

Q_z [W] trvalé tepelné zisky

Tepelné ztráty budou zde plně hrazeny ústředním vytápěním.

6. NÁVRH A POROVNÁNÍ VZDUCHOTECHNICKÝCH JEDNOTEK DOSTUPNÝCH NA TRHU PRO ZJIŠTĚNÉ ÚDAJE

Vzduchotechnické zařízení bude sloužit pouze pro přívod čerstvého vzduchu. Na vypočtené a zjištěné údaje jsem oslovila na trhu 6 firem (viz. Příloha č. 6). Čtyři firmy odpověděly ve stanoveném termínu a na poptávku poslaly nabídku s technickou specifikací a cenovou nabídkou. (Příloha č. 3) Pro přehlednost jsem technické údaje zpracovala do tabulek (Příloha č. 4)

varianta č. 1. vzduchotechnická jednotka s deskovým výměníkem – tabulka č. 2

varianta č. 2. vzduchotechnická jednotka s rotačním výměníkem – tabulka č. 3

varianta č. 3. vzduchotechnická jednotka bez zpětného získávání tepla – tabulka č. 4

Návrh VZT zařízení bylo vypočítáno dle platné normy. Jednotka kryje hygienické minimum vzduchu na osobu $50\text{m}^3/\text{h.os}$, která zajišťuje izotermní přívod čerstvého vzduchu v letním období 26°C a v zimním období 20°C .

Ohřev vzduchu v prostorách objektu je zajištěn pomocí otopných těles napojených na systém ústředního vytápění, která kryjí tepelné ztráty objektu. K pokrytí tepelných zisků a úpravu teploty na návrhovou v letním období slouží v jednotlivých místnostech jednotky SPLIT.

Název zařízení	Účinnost výměníku ZZT	Příkon motoru ventilátoru	Účinnost motoru ventilátoru	Hmotnostní průtok vody $80/60^\circ\text{C}$	Elektrický příkon zvlhčovače	M	Hladina akustického výkonu $L_w(A)$	pořizovací náklady
deskový výměník	[%]	[kW]	[%]	[m^3/h]	[kW]	[kg]	[dB]	[Kč]
CAIRplus 128.096IVVV0018596 7	44,70	11	78,1	2,64	67,6	1834	99,9	820304
AeroMaster XP 17	49,50	7,68	78	4,36	67,5	2028	88,53	745148
KLM 12 SI	57,00	8,22	73	1,99	67,5	1331	91,54	467174
H12.5	46,00	8	78	3,028	67,5	1025	89,3	403890

Tabulka č. 2-Porovnání VZT zařízení s deskovým výměníkem

Název zařízení	Účinnost výměníku ZZT	Příkon motoru ventilátoru	Účinnost motoru ventilátoru	Hmotnostní průtok vody 80/60°C	Elektrický příkon zvlhčovače	M	Hladina akustického výkonu Lw(A)	pořizovací náklady
rotační výměník	[%]	[kW]	[%]	[m ³ /h]	[kW]	[kg]	[dB]	[Kč]
CAIRplus 128.096IVVV00185968	64,7	8	78,1	1,718	67,6	1780	98,1	779213
AeroMaster XP 17	73	11,29	78	4,36	67,5	1862	88,85	765618
KLM 12 SI	73	7,8	72	1,2	33,5	1184	92,19	446371
H12.5	76	8	78	1,357	67,5	1165	88,1	431819

Tabulka č. 3-Porovnání VZT zařízení s rotačním výměníkem

Název zařízení	Příkon motoru ventilátoru	Účinnost motoru ventilátoru	Elektrický příkon zvlhčovače	Hmotnost	Hladina akustického výkonu Lw(A)	ohřívač (médium voda) celkový výkon	pořizovací náklady
bez ZZT	[kW]	[%]	[kW]	[kg]	[dB]	[kW]	[Kč]
CAIRplus 128.096IVVV00185967	6,02	77,6	67,6	1485	97,79	129,00	698402
AeroMaster XP 17	6,72	77,00	67,5	1422	89,45	133,00	585430
KLM 12 SI	5,5	61,00	67,5	757	94,84	130,10	357667
H12.5	8	79	67,5	735	87,32	130,00	317196

Tabulka č. 4- Porovnání VZT zařízení bez zpětného získávání tepla

Pro vyhodnocení nejlepší nabídky dle kritérií jsem použila dvě metody

- metodu bodovací
- metodu párového srovnání

Tyto metody se běžně používají v ekonomice a managementu podniku.[3]

Součástí těchto metod je více kriteriální hodnocení umožňující stanovit pořadí významnosti jednotlivých variant na základě jejich užitnosti, která je vyjádřena pomocí určených kritérií.

Pro porovnání jsem vzala údaje z tabulky č. 2 vzduchotechnické zařízení s deskovým výměníkem a z tabulky č. 3 vzduchotechnické zařízení s rotačním výměníkem. Zařízení bez zpětného získávání tepla jsem pro jeho nulové ZZT a s tím spojenou vysokou energetickou náročností zařízení neuvažovala.

Zvolená kritéria :

K1	Účinnost výměníku ZZT
K2	Příkon motoru ventilátoru
K3	Účinnost motoru ventilátoru
K4	Hmotnostní průtok vody 80/60°C
K5	Elektrický příkon zvlhčovače
K6	Hmotnost
K7	Hladina akustické výkonu Lw (A)
K8	Pořizovací náklady

Tabulka č. 5 - pořadí kritérií

Pro použití těchto dvou metod je zapotřebí názor minimálně čtyř expertů. Proto jsem požádala tři odborníky z oboru, o jejich hodnocení nabídek. Jedno vyhodnocení jak metodou bodovací, tak metodou párového srovnání, jsem navrhla sama.

6.1 Metoda bodovací

Princip bodovací metody spočívá v tom, že každý expert na základě vhodně zvolené bodovací stupnice (1-8) ohodnotí jednotlivá kritéria. Nejvyšší ohodnocení dostane nejdůležitější kritérium. Stejné ohodnocení může dostat více kritérií. Metoda bodovací je vhodná i pro větší počet kritérií, lépe rozliší důležitost jednotlivých kritérií. [3]

Dílčí váha důležitosti n-tého kritéria je daná podle n- tého experta vztahem č.(1.1)

$$p_{er} = \frac{z_{er}}{\sum_{r=1}^s z_{er}} \quad (1.2);$$

$r=1,2,\dots,s$

z_{er}hodnota dle bodovací stupnice přiřazená n-tým expertem n-tému kritériu

spočet kritérií

Výsledná váha důležitosti n-tého kritéria podle všech vybraných expertů

$$p_{er} = \frac{\sum_{e=1}^q p_{er}}{q} \quad (1.3);$$

kde

$e = 1,2,\dots,q$ (počet expertů)

$r = 1,2,\dots,s$ (počet kritérií)

Expert \ Kritérium	K1	K2	K3	K4	K5	K6	K7	K8	ΣZ_{er}
1	8	6	6	3	4	3	3	5	38
2	8	6	7	3	3	2	4	8	41
3	7	5	6	5	3	3	3	8	40
4	8	5	5	4	3	2	4	7	38

Tabulka č. 6- Metoda bodovací – hodnocení kritérií experty

Stanovení váhy důležitosti:

Expert \ Kritérium	K1	K2	K3	K4	K5	K6	K7	K8	Σ
1	0,211	0,158	0,158	0,079	0,105	0,079	0,079	0,132	1
2	0,195	0,146	0,171	0,073	0,073	0,049	0,098	0,195	1
3	0,175	0,125	0,150	0,125	0,075	0,075	0,075	0,200	1
4	0,211	0,132	0,132	0,105	0,079	0,053	0,105	0,184	1
p_r	0,198	0,140	0,153	0,096	0,083	0,064	0,089	0,178	1

pořadí kritérií

8

5

6

4

2

1

3

7

Tabulka č. 7- Stanovení váhy důležitosti kritérií

6.2 Metoda párového srovnání

Princip metody spočívá v tom, že každý vybraný expert porovnává každé kritérium s každým (po dvojicích) v tabulce, v řádcích i sloupcích jsou kritéria ve stejném pořadí. Jeli kritérium v řádku důležitější, než ve sloupci zapíšeme 1, v opačném případě 0. Pokud pokládáme kritéria za stejně důležitá, přiřadíme každému kritériu půl bodu. Součtem hodnot v n-tém řádku e-té tabulky dostaneme číslo u_{er} , které udává kolikrát je pro experta dané kritérium důležitější než ostatní kritéria. [3]

Výsledná váha důležitosti n-tého kritéria (1.3)

$$p_{er} = \frac{\sum_{e=1}^q u_{er}}{\sum_{r=1}^s \sum_{e=1}^q u_{er}} \quad (1.4)$$

$e = 1, 2, \dots, q$ (počet expertů)

$r = 1, 2, \dots, s$ (počet kritérií)

Součet vah je 1

Podle 1.experta

	K1	K2	K3	K4	K5	K6	K7	K8	U _{er}
K1	X	1	1	1	1	1	1	1	7
K2	0	X	0	1	1	1	1	0	4
K3	0	0	X	1	1	1	1	0	4
K4	0	0	0	X	1	1	1	0	3
K5	0	0	0	0	X	1	1	0	2
K6	0	0	0	0	0	X	1	0	1
K7	0	0	0	0	0	0	X	0	0
K8	0	0	0	0	0	0	0	X	0

Tabulka č. 8- Metoda párového srovnání dle 1. experta

Podle 2.experta

	K1	K2	K3	K4	K5	K6	K7	K8	U _{er}
K1	X	1	1	1	1	1	1	0	6
K2	0	X	0	1	1	1	1	0	4
K3	0	1	X	1	1	1	1	0	5
K4	0	0	0	X	0	1	0	0	1
K5	0	0	0	1	X	1	1	0	3
K6	0	0	0	0	0	X	0	0	0
K7	0	0	0	0	0	1	X	0	1
K8	1	1	1	1	1	1	1	X	7

Tabulka č. 9- Metoda párového srovnání dle 2. experta

Podle 3.experta

	K1	K2	K3	K4	K5	K6	K7	K8	U _{er}
K1	X	1	1	1	1	1	1	1	7
K2	0	X	0	1	1	1	1	0	4
K3	0	1	X	1	1	1	1	0	5
K4	0	0	0	X	0	1	1	0	2
K5	0	0	0	1	X	0	1	0	2
K6	0	0	0	0	0	X	0	0	0
K7	0	0	0	0	1	1	X	0	2
K8	0	0	0	1	1	1	1	X	4

Tabulka č. 10 - Metoda párového srovnání dle 3. experta

Podle 4.experta

	K1	K2	K3	K4	K5	K6	K7	K8	U _{er}
K1	X	1	1	1	1	1	1	0	6
K2	0	X	1	1	1	1	1	0	5
K3	0	0	X	0	1	1	1	0	3
K4	0	0	0	X	1	1	0	0	2
K5	0	0	0	0	X	1	1	0	2
K6	0	0	0	0	0	X	0	0	0
K7	0	0	0	0	0	1	X	0	1
K8	1	1	1	1	1	1	1	X	7

Tabulka č. 11- Metoda párového srovnání dle 4. experta

Váhy důležitosti kritérií jsou uvedeny v posledním sloupci tabulky. Pořadí kritérií je uvedeno na konci tabulky. Jako nejvýznamnější kritérium vychází kritérium s nejvyšší hodnotou váhy důležitosti kritéria.

Váha kritérií metodou párového srovnání :

	U _{e1}	U _{e2}	U _{e3}	U _{e4}	Σu _r	p _r	pořadí kritéria
K1	7	6	7	6	26	0,260	první
K2	4	4	4	5	17	0,170	třetí - čtvrté
K3	4	5	5	3	17	0,170	třetí - čtvrté
K4	3	1	2	2	8	0,080	šesté
K5	2	3	2	2	9	0,090	páté
K6	1	0	0	0	1	0,010	osmé
K7	0	1	2	1	4	0,040	sedmé
K8	0	7	4	7	18	0,180	druhé

100 1

Tabulka č. 12 Pořadí kritérií metodou párového srovnání

Shoda výpovědí expertů

Je vhodné určit jaká je shoda výpovědí jednotlivých expertů.

U metody bodovací :

expert	K1	n _{i1}	K2	n _{i2}	K3	n _{i3}	K4	n _{i4}	K5	n _{i5}	K6	n _{i6}	K7	n _{i7}	K8	n _{i8}
1	8	1	6	2	6	2	3	5	4	4	3	5	3	5	5	3
2	8	1	6	3	7	2	3	5	3	5	2	6	4	4	8	1
3	7	2	5	4	6	3	5	4	3	5	3	5	3	5	8	1
4	8	1	5	3	5	3	4	4	3	5	2	6	4	4	7	2
Σn_{ij}		5		12		10		18		19		22		18		7

Tabulka č. 13- Určení shody expertů u bodovací metody

$W 0,61 > 0,5$

Koeficient shody je $W = 0,61$ je větší než 0,5. Hodnocení expertů je tedy vyhovující.

U metody párového srovnání :

kritérium\	u _{1r}	n _{i1}	u _{2r}	n _{i2}	u _{3r}	n _{i3}	u _{4r}	n _{i4}	Σn _{ij}
K1	7	1	6	2	7	1	6	2	26
K2	4	2,5	4	4	4	3,5	5	3	17
K3	4	2,5	5	3	5	2	3	4	17
K4	3	4	1	6	2	6	2	5,5	8
K5	2	5	3	5	2	6	2	5,5	9
K6	1	6	0	8	0	8	0	7	1
K7	0	7,5	1	7	2	6	1	8	4
K8	0	7,5	7	1	4	3,5	7	1	18

Tabulka č. 14- Určení shody expertů u metody párového srovnání

Koeficient shody je $W = 0,73$ větší než 0,5. Hodnocení expertů je vyhovující.

Výběr klimatizační jednotky

Vyhodnocením výpočtu stanovení váhy kritérií dle metody bodovací a metody párového srovnání, kde jako nejdůležitější kritérium vyšla účinnost výměníku ZZT, navrhla jsem pro zařízení s rekuperací s deskovým výměníkem jednotku od výrobce Od firmy Janka ENGINEERING s.r.o. KLM 12 SI s účinností 57%

Jednotka s rekuperací s deskovým výměníkem:

Výrobce VZT zařízení	Název zařízení	Účinnost výměníku ZZT	Příkon motoru ventilátoru	Účinnost motoru ventilátoru	Hmotnostní průtok vody 80/60°C	Elektrický příkon zvlhčovače	m	Hladina akustického výkonu $L_w(A)$	pořizovací náklady
	deskový výměník	[%]	[kW]	[%]	[m³/h]	[kW]	[kg]	[dB]	[Kč]
GEA Klimatizace s.r.o.	CAIRplus 128.096IVV V00185967	44,70	11	78,1	2,64	67,6	1834	99,9	683587
REMAK a.s.	AeroMaster XP 17	49,50	7,68	78	4,36	67,5	2028	88,53	620957
Janka ENGINEERING s.r.o.	KLM 12 SI	57,00	8,22	73	1,99	67,5	1331	91,54	389312
C.I.C. Jan Hřebec s.r.o.	H12.5	46,00	8	78	3,028	67,5	1025	89,3	336575

Tabulka č. 15 - Porovnání vybraného VZT zařízení s deskovým výměníkem s ostatními

Dle výpočtu stanovení váhy kritérií dle metody bodovací a metody párového srovnání, kde jako nejdůležitější kritérium vyšla účinnost a cena, navrhl jsem pro zařízení s regenerací s rotačním výměníkem jednotku od výrobce Od firmy C.I.C. Jan Hřebec s.r.o.. H12,5 s účinností 76%

Jednotka s regenerací s rotačním výměníkem:

Výrobce VZT zařízení	Název zařízení	Účinnost výměníku ZZT	Příkon motoru ventilátoru	Účinnost motoru ventilátoru	Hmotnostní průtok vody 80/60°C	Elektrický příkon zvlhčovače	m	Hladina akustického výkonu $L_w(A)$	pořizovací náklady
	rotační výměník	[%]	[kW]	[%]	[m³/h]	[kW]	[kg]	[dB]	[Kč]
GEA Klimatizace s.r.o.	CAIRplus 128.096I VVV00185968	64,7	8	78,1	1,718	67,6	1780	98,1	649344
REMAK a.s.	AeroMaster XP 17	73	11,29	78	4,36	67,5	1862	88,85	638015
Janka ENGINEERING s.r.o.	KLM 12 SI	73	7,8	72	1,2	33,5	1184	92,19	371976
C.I.C. Jan Hřebec s.r.o.	H12.5	76	8	78	1,357	67,5	1165	88,1	359849

Tabulka č. 16 - Porovnání vybraného VZT zařízení s rotačním výměníkem s ostatními

Jednotku bez zpětného získávání tepla jsem dle účinnosti a ceny zvolila od firmy Janka ENGINEERING s.r.o. KLM 12 SI s účinností motoru ventilátoru 79%

Jednotka bez rekuperace :

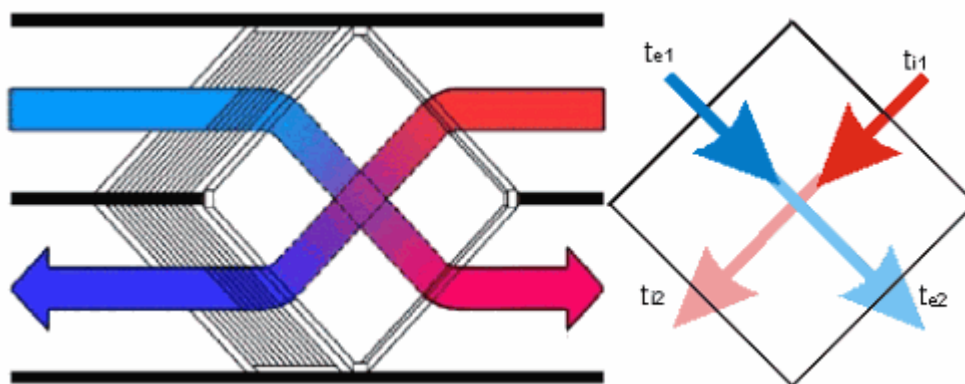
Výrobce VZT zařízení	Název zařízení	Příkon motoru ventilátoru	Účinnost motoru ventilátoru	Elektrický příkon zvlhčovače	<i>m</i>	Hladina akustického výkonu <i>L_w(A)</i>	Výkon ohřívače (<i>t_{w1}/t_{w2}</i> = 80/60°C)	pořizovací náklady
	bez ZZT	[kW]	[%]	[kW]	[kg]	[dB]	[kW]	[Kč]
GEA Klimatizace s.r.o.	CAIRplus 128.096IVVV00 185967	6,02	77,6	67,6	1485	97,79	129,00	582002
REMAK a.s. Janka ENGINEERING s.r.o.	AeroMaster XP 17	6,72	77,00	67,5	1422	89,45	133,00	487858
	KLM 12 SI	5,5	61,00	67,5	757	94,84	130,10	298056
C.I.C. Jan Hřelec s.r.o.	H12.5	8	79	67,5	735	87,32	130,00	264330

Tabulka č. 17 - Porovnání vybraného VZT zařízení bez zpětného získávání tepla s ostatními

7. JEDNOTKY S REKUPERACÍ S DESKOVÝM VÝMĚNÍKEM A JEDNOTKY S ROTAČNÍM VÝMĚNÍKEM

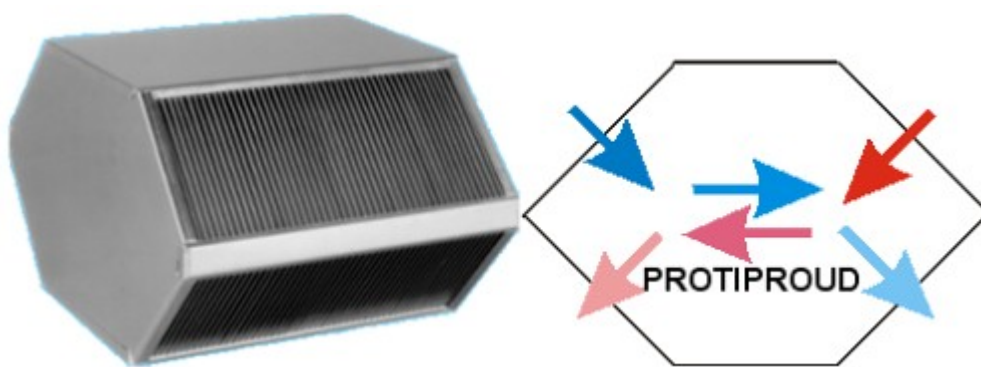
7.1 Deskové výměníky

Deskové výměníky jsou hodně využívané v domácnostech a menších provozovnách. Jsou poměrně nákladné, cena je až dvojnásobná proti rotačním regeneračním výměníkům. Dosažitelná ekonomická účinnost při stejných průtocích na obou stranách je 40 -80%. Proud odváděného vzduchu a přiváděného vzduchu je oddělen tepelně vodivými profilovanými deskami. Získáváme teplo i ze vzduchu, který obsahuje škodliviny. Je nutné dbát na oddělenost proudů a dobré těsnění (izolace). Desky jsou vyráběny z různého materiálu, jako je nerez, ocel, (pozinkovaný plech), plasty (nevýhoda zachycují prachové částičky), sklo (pro chemické provozny). Hmotnost výměníků je značná. Na předpokládaném znečištění vzduchu je navrhnout profil desek a šířka průduchů. Účinnost závisí na velikosti teplosměnné desky výměníku. Lze ji zvýšit řazením více výměníků za sebe, nebo zvýšením rychlosti proudění či zdrsnění povrchu (zvýší součinitel přestupu tepla mezi vzduchem a výměníkem) ale tím vzrostou i tlakové ztráty. [8] [1]



Obrázek č. 7- Schéma deskového výměníku s křížovým proudem

Existují i provedení s částečně protiproudým vedením proudů vzduchu, které mají vyšší účinnost, a to až 95 %.



Obrázek č. 8 - Schéma deskového výměníku s protiproudem proudem

Deskové výměníky nelze přímo vypnout či regulovat. Proto se řeší stav, kdy v letním období je teplota venkovního vzduchu vyšší než požadovaná teplota v místnosti. Deskový výměník se osazuje bypassem s uzavírací klapkou, který zajistí průchod přiváděného vzduchu mimo výměník.

V zimním období, kdy při provozu deskových výměníků dochází velmi často ke kondenzaci vlhkosti z odváděného vzduchu, musí se řešit námraza. Tento kondenzát je nutno odvádět z výměníku a klimatizační jednotky přes zápachovou uzávěrku do kanalizace. Námraza zabraňuje průchodu vzduchu výměníkem, zhoršuje přestup tepla a mohlo by dojít i k poškození výměníku. K odstranění námrazy se používá elektrický ohřev pro odtání námrazy nebo cirkulační režim kdy teplý vzduch z interiéru je přiveden do výměníku i místo čerstvého vzduchu či krátkodobé uzavření přívodu vzduchu a využitím tepla ze vzduchu odváděného. Tyto opatření však snižují účinnost výměníku.

Deskové výměníky nejsou vhodné ani pro příliš znečištěný vzduch vzhledem k jejich špatné čistitelnosti [8].

7.2. Rotační výměníky

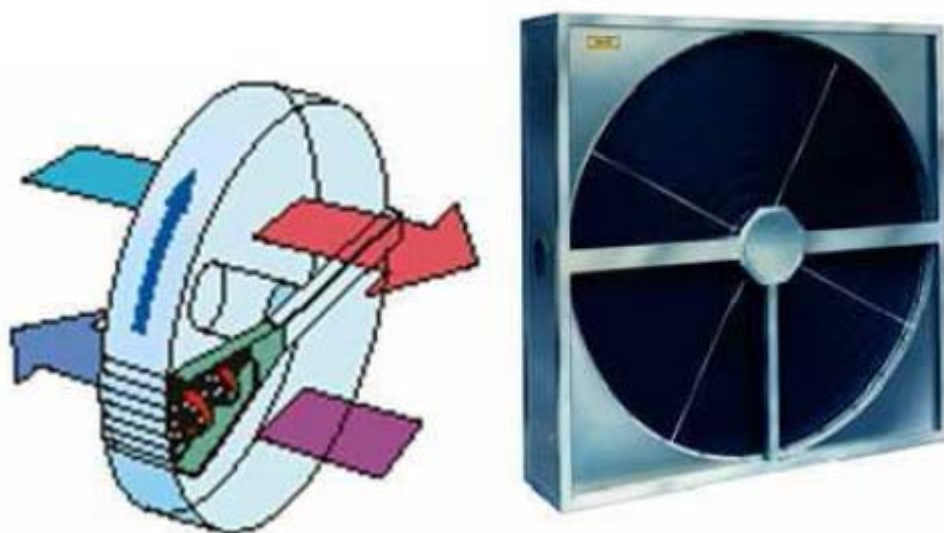
Rotační regenerační výměníky mají ze všech alternativních řešení zpětného získávání tepla nejvyšší účinnost. Vyrábí se až do průměru 5m, ale dává se přednost paralelního řazení několika menších výměníků vedle sebe. Kotouč je vyplněný teplosměnou akumulací hmotou, která obsahuje kanálky pro průtok vzduchu. Je zasazen do ocelového rámu. Vzduch, který je přiváděn v dolní polovině, proudí jedním směrem a odvádění vzduch proudí v horní polovině opačným směrem. Nejvýhodnější uspořádání proudů pro přenos tepla je protiproude.

Teplosměnná plocha je provedena buď jako hliníková pro přenos citelného tepla nebo jako hliníková s nanesenou hygroskopickou vrstvou případně i z tvrzené papíroviny pro přenos tepla ale i vlhkosti. Regenerační výměníky jsou velmi rozšířené pro své široké uplatnění.[8]

Výhody regeneračního rotačního výměníku:

- 1) vysoká účinnost
- 2) malé rozměry
- 3) možnost přenosu tepla citelného, ale i tepla vázaného
- 4) snadná regulace

U rotorů s hygroskopickou vrstvou vzrůstá vlhkostní účinnost na 60 až 70%. Teplotní účinnost rotačních výměníků bez hygroskopické hmoty dosahuje 60 až 80%, vlhkostní účinnost 10 až 20%.



Obrázek č. 9 - Schéma rotačního výměníku

Rotační výměníky nejsou vhodné, když znečištěný (odváděný) vzduch obsahuje vyšší obsah škodlivin, jako jsou zárodky, prach, tuk, pachy. Je zde nebezpečí přenosu škodlivin z odváděného vzduchu (netěsnosti okolo rotoru) do proudu vzduchu přiváděného. Řeší se mírným přetlakem přiváděného vzduchu oproti vzduchu odváděnému – znečištěnému [9]

7.3. Porovnání jednotky s rekuperací s deskovým výměníkem a jednotky s rotačním výměníkem dle teploty odpadního tepla

Pro přehlednost uvádím získané a vypočtené parametry jednotlivých zařízení v tabulce č.18. a 19. Čím nižší je teplota odváděného vzduchu, tím lépe – díky vyšší účinnosti zařízení se ušetří více energie na ohřev vzduchu v zimním období a tím i peněz na přípravu topné vody a dříve se vrátí investice do VZT zařízení.

Název zařízení	Účinnost	Teplota přiváděného vzduchu za ZZT	Teplota odváděného vzduchu za ZZT
deskový výměník	[%]	[°C]	[°C]
CAIRplus 128.096IVVV00185967	44,70	0,65	7,40
AeroMaster XP 17	49,50	2,33	9,40
KLM 12 SI	57,00	4,95	5,00
H12.5	46,00	1,10	7,00

Tabulka č.18- Přehled jednotek s deskovým výměníkem dle TOV

U deskového výměníku je účinnost uváděná od 44,7 až do 57%. Výhodou tohoto řešení je 100 % oddělenost obou proudů vzduchu (například obsahuje-li odvodní vzduch nebezpečné škodliviny). Teploty odváděného vzduchu se pohybují v kladných hodnotách a jsou od 7 až do 9,4°C.

Název zařízení	účinnost	teplota přiváděného vzduchu za ZZT	teplota odváděného vzduchu za ZZT
rotační výměník	[%]	[°C]	[°C]
CAIRplus 128.096IVVV00185968	64,7	7,65	-1,90
AeroMaster XP 17	73	10,55	-0,80
KLM 12 SI	73	10,55	-3,00
H12.5	76	11,60	-6,30

Tabulka č. 19 přehled jednotek s rotačním výměníkem dle TOV

U rotačních výměníků je účinnost vyšší – pohybuje se od 64,7 do 76%.

8. ZVÁŽENÍ MOŽNOSTI VYUŽITÍ ZZT

Zpětné získávání tepla ZZT z odváděného vzduchu využíváme pro snížení provozních nákladů, díky nižší potřebě energie. Teplo, které by jinak uniklo bez užitku do venkovního prostředí, využijeme pro předehřev přiváděného čerstvého vzduchu, ohřev vody nebo na sušení.

Při volbě zařízení se musí brát v potaz ekonomická otázka. Kdyby se zařízení málo využívalo, může nastat situace (investiční náklady, omezená životnost zařízení, zvýšení tlakových ztrát instalací těchto zařízení), kdy je zpětné využívání tepla neekonomické.[1]

U ZZT rozlišujeme několik druhů tepla:

Teplo citelné – mění se teplota vzduchu (sdílení tepla odváděného vzduchu přes teplosměnou plochu)

$$Q_c = Q \cdot V \cdot c \cdot (t_1 - t_2) \quad (1.5);$$

Teplo vázané (latentní) – sdělované při vypařování vody nebo při kondenzaci vodní páry. Ovlivňuje měrnou vlhkost vzduchu (při sdílení vázaného tepla dochází k přímému ohřevu media).

$$Q_v = Q \cdot V \cdot c \cdot (x_2 - x_1) \quad (1.6);$$

Teplo celkové – je součtem tepla citelného a latentního

$$Q_s = Q_v + Q_c \quad (1.7);$$

8.1 Účinnost ZZT

Uvedený vztah (1.7) pro koeficient teplotní účinnosti, nám umožňuje výpočet teploty vzduchu za výměníkem

$$\varphi = \frac{t_{e2} - t_{e1}}{t_{i1} - t_{e1}} \quad (1.8);$$

t_{e1} je teplota přiváděného vzduchu před výměníkem

t_{e2} je teplota přiváděného vzduchu za výměníkem

t_{i1} je teplota odváděného vzduchu před výměníkem

pro zařízení ze zpětných získávání vlhkosti je definována vlhkostní účinnost ψ

$$\psi = \frac{x_{e2} - x_{e1}}{x_{i1} - x_{e1}} \quad (1.9)$$

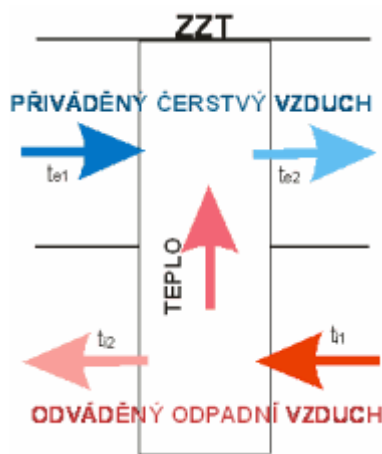
x_{e1} je měrná vlhkost přiváděného vzduchu před výměníkem

x_{e2} je měrná vlhkost přiváděného vzduchu za výměníkem

x_{i1} je měrná vlhkost odváděného vzduchu před výměníkem [8]

Účinnost ovlivňuje několik parametrů:

- 1) plocha a materiál teplosměnné plochy
- 2) součinitel prostupu tepla teplosměnnou plochou, součinitel přestupu tepla ze vzduchu
- 3) rozdíl teplot proudů vzduchu, rychlost průtoku (při poklesu rychlosti, klesají tlakové ztráty a roste účinnost. I když klesá zároveň součinitel přestupu tepla, vliv teplosměnné plochy je přeci jenom výraznější), hmotnostní průtoky, rovnoměrné umístění teplosměnné plochy vůči oběma proudům vzduchu,
- 4) příměsi a nečistoty ve vzduchu (nutná výměna filtrů)
- 5) těsnost výměníku – stav zařízení
- 6) kondenzace vlhkosti z odváděného vzduchu. Při kondenzaci se přidává do přiváděného vzduchu i vázané teplo a roste součinitel přestupu tepla na stěně výměníku.[9]



Obrázek č. 10 - Schéma ZWT

8.2. Rozdělení dle přenosu energie a hmoty

ZZT lze v základě dělit na systémy rekuperační, kde se teplo předává mezi přiváděným a odváděným vzduchem přímo přes stěnu výměníku a systémy regenerační, kde se teplo z odváděného vzduchu předá do akumulární hmoty a z ní se pak teplo uvolňuje do vzduchu přiváděného.[1]

Regenerační výměník – je založen na předávání tepla z jednoho média do druhého prostřednictvím akumulární hmoty

- rotační výměníky
- přepínací výměníky
- speciální deskové výměníky

Rekuperační výměník – je založen na předávání tepla z odváděného znečištěného vzduchu do přiváděného vzduchu pomocí teplosměnné plochy

- deskové výměníky
- výměníky z tepelných trubíc
- oddělené výměníky s vloženým kapalinovým okruhem [9]

8.3. Kalkulace energetických úspor a porovnání investiční nákladnosti a návratnosti zvoleného řešení

Je nutné pro ZZT je nutno provést kalkulaci zda se uvedené zařízení vyplatí. Může dojít i k situaci kdy náklady jsou větší, než je cena ušetřené energie a jiné náklady. Cena tepla a proudu mají rozhodující vliv. Tyto výpočty jsou potřebné k zhodnocení alternativ přicházející v úvahu pro realizaci.

Vstupní hodnoty :

Účinnost výměníků:

KLM 12 SI deskový výměník	57%
H12,5 rotační výměník	76%
Průtok vzduchu	$\dot{V} = 11000\text{m}^3/\text{h}$

Pořizovací cena jednotky s DPH:

KLM 12 SI deskový výměník	467 174 Kč
H12,5 rotační výměník	431 819 Kč

Počet provozních hodin denně

Doba provozu $h = 10$ hod/denně
Dny v týdnu $e = 5$ dní/týden

Ceny energií

Elektřina $C_{el} = 3,823$ Kč/ kWh
Teplo $C_t = 2,17$ Kč/ kWh

Tepelná bilance výměníku :

$$V_p \cdot \rho \cdot (h_1 - h_e) = V_o \cdot \rho \cdot (h_i - h_2) \quad (1.10)$$

Teplotní účinnost ZZT :

$$\frac{\eta}{100} = \frac{t_1 - t_e}{t_i - t_e} \quad (1.11)$$

Vyjádření teploty přiváděného vzduchu za ZZT

$$t_1 = \frac{\eta}{100} \cdot (t_i - t_e) + t_e \quad (1.12)$$

deskový výměník $t_l = 4,95^\circ\text{C}$
rotační výměník $t_l = 11,6^\circ\text{C}$

Výkon ohřivače, který je vřazen za výměník ZZT

$$Q_o = V_p \cdot \rho \cdot c \cdot (t_p - t_1) \quad (1.13);$$

deskový výměník $Q_o = 55,74$ kW
rotační výměník $Q_o = 31,17$ kW

Stav odváděného vzduchu za ZZT – teplota, vlhkost

Deskový výměník – část vodní páry zkondenzuje a uvolněné teplo se spotřebuje na ohřev přiváděného vzduchu.

$$V_p \cdot c \cdot (t_1 - t_e) = V_o \cdot (h_i - h_2) \quad (1.14) ;$$

$$\varphi_2 = 100\%$$

Množství kondenzátu na straně odpadního vzduchu vypočteme :

$$M = V_o \cdot \rho \cdot (x_i - x_2) \quad (1.15);$$

deskový výměník $M = 25\,212$ g/h

rotační výměník – vlhkost přestupuje z odváděného do přiváděného vzduchu, kondenzát nevzniká.

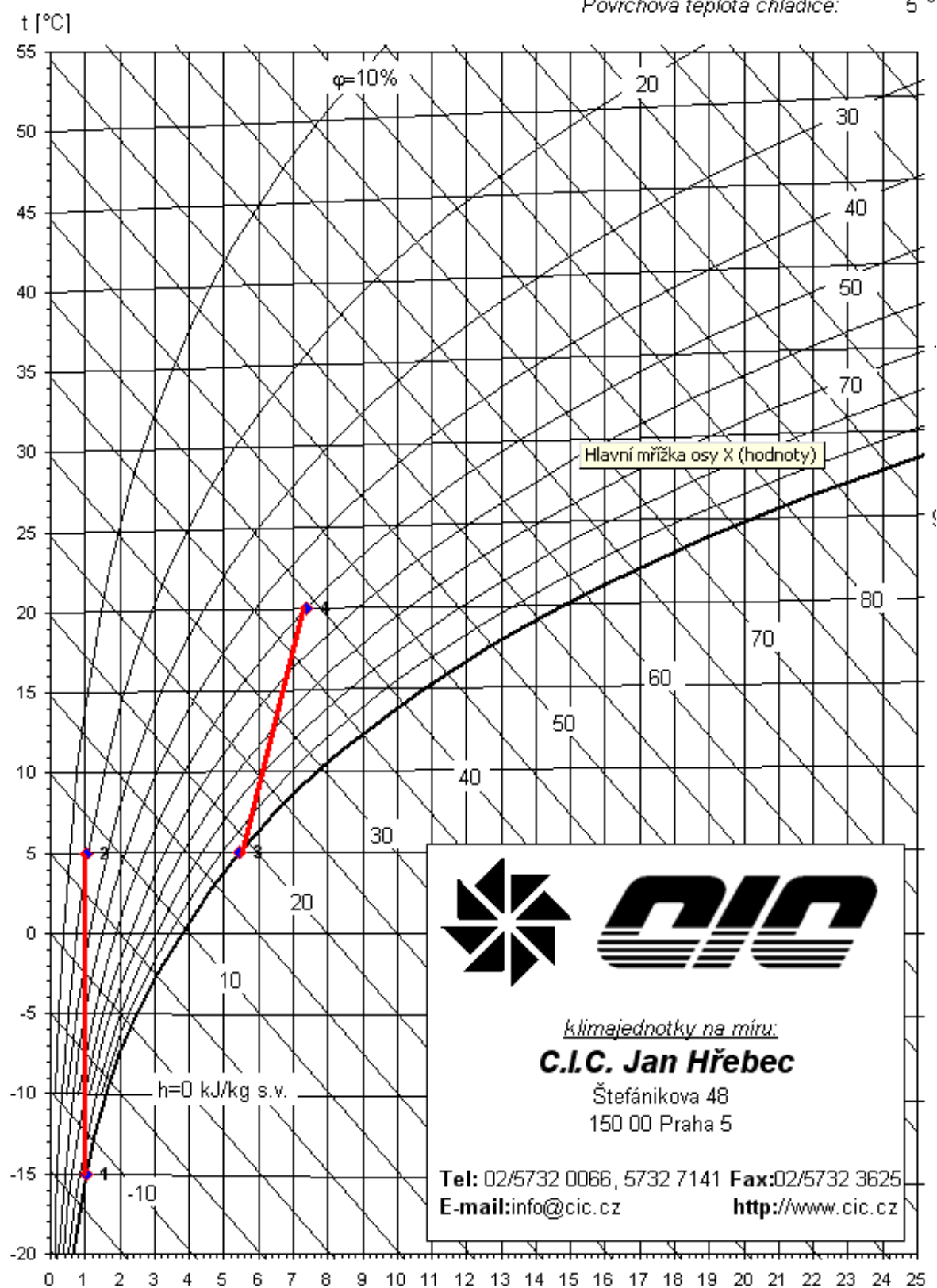
$$V_p \cdot (t_1 - t_e) = V_o \cdot (t_i - t_2) \quad (1.16);$$

$$\begin{array}{l} \varphi_2 = 100\% \\ V_p \cdot (x_i - x_e) = V_o \cdot (x_i - x_2) \end{array} \quad (1.17);$$

[1] [10]

Psychrometrický diagram dle Molliera

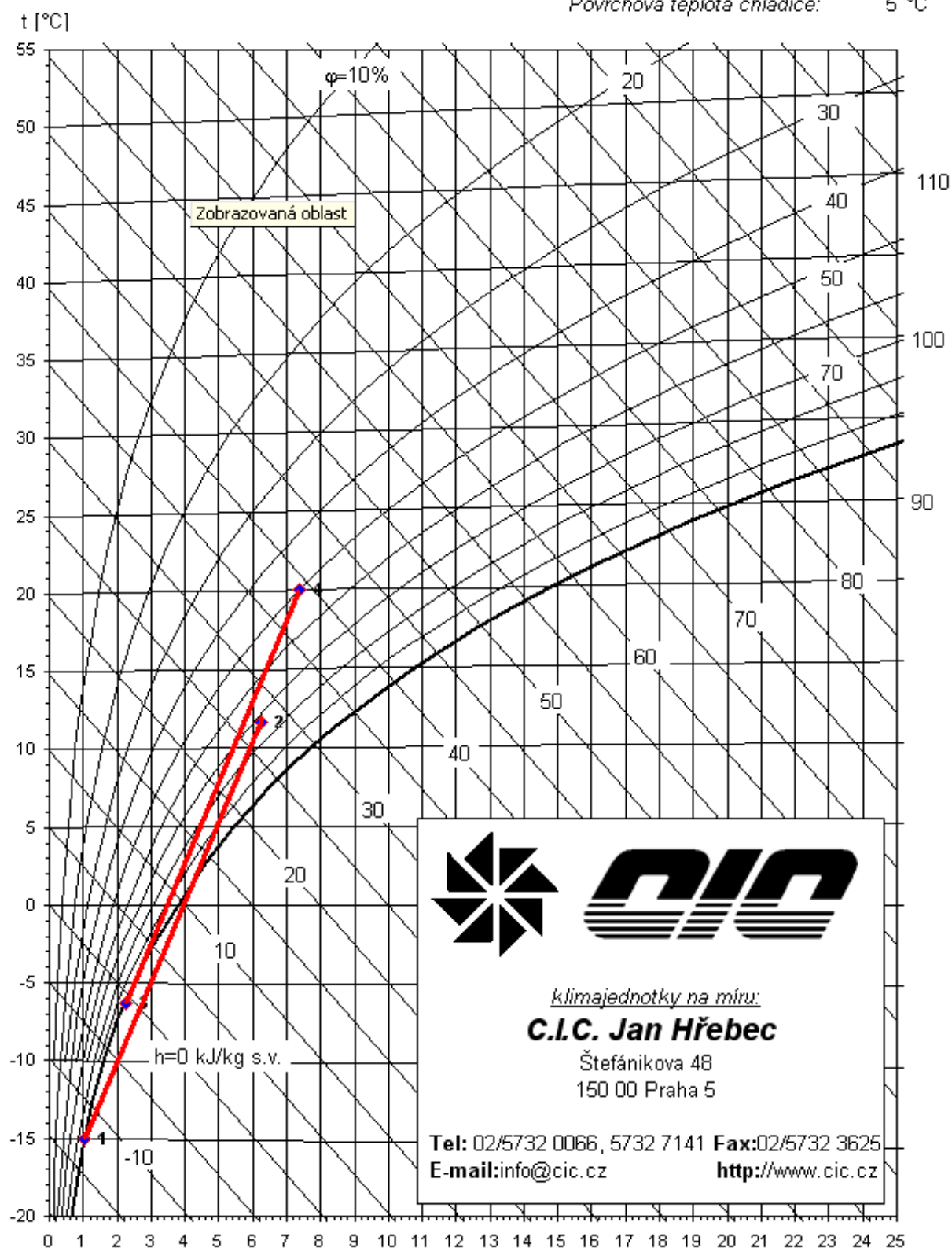
Tlak vzduchu: 100 k
 Max. vlhkost při úpravách: 100 %
 Povrchová teplota chladiče: 5 °



Obrázek č. 11 - H-x diagram pro deskový výměník

Psychrometrický diagram dle Molliera

Tlak vzduchu: 100 kPa
 Max. vlhkost při úpravách: 100 %
 Povrchová teplota chladiče: 5 °C



Obrázek č. 12 - H-x diagram pro rotační výměník

Ekonomika

Zima :

Doba provozu zařízení za celý rok

$$T_z = d \cdot e \cdot h = 260 \cdot 0,7 \cdot 10 = 1875h \quad (1.18);$$

$$T_r = 365 \cdot e \cdot h = 365 \cdot 0,7 \cdot 10 = 2607h \quad (1.19);$$

d - součinitel vyjadřující vliv přerušovaného provozu jen několik dní v týdnu

e - počet provozních dnů v týdnu/7 (e = pro pracovní týden $5/7=0,7$)

h - počet provozních hodin

Uspořené teplo

Množství tepelné energie získané z odpadního vzduchu za otopné období denostupňovou metodou.

$$E = 0,9 \cdot \eta_{ZZT} \cdot T_z \cdot V_p \cdot \rho \cdot c \cdot (t_i - t_{es}) \quad (1.20);$$

t_{es} – průměrná venkovní teplota období s ohřevem vzduchu ($4-7^\circ\text{C}$)

Hodnota uspořené tepla za rok

$$C_1 = C_t \cdot E \quad (1.21);$$

Vícenálklady spojené s provozem ZZT

Tlaková ztráta, kterou musí ventilátor překonat – potřeba navýšení jeho příkonu

Δp - tlaková ztráta výměníku ZZT (cca 50-150Pa)

η - účinnost ventilátoru (0,5 -0,8)

Příkon ventilátoru

$$P = \frac{(V_p \cdot \Delta p)}{\eta} + \frac{(V_o \cdot \Delta p)}{\eta} [\text{W}] \quad (1.22);$$

Nálklady na zvýšený příkon ventilátorů

$$C_2 = C_{el} + E = C_{el} \cdot P \cdot T_r [\text{Kč}] \quad (1.23);$$

Prostá návratnost v letech

$$r = \frac{P \cdot C_r}{(C_1 - C_2)} [\text{rok}] \quad (1.24);$$

[10]

9. Závěr:

Úkolem této bakalářské práce bylo posouzení zpětného získávání tepla a jeho návratnosti u administrativní budovy Komerční banky. Přívod čerstvého vzduchu zde obstarává centrální vzduchotechnická jednotka, která zajišťuje přívod minimální dávky čerstvého vzduchu do každé místnosti prostřednictvím přívodních vyústek. Ohřev je napojen na centrální zdroj tepla. Chlazení je zajišťováno koncovými indukčními jednotkami – Split. Na zjištěné a vypočítané údaje byly vypracovány tři varianty :

varianta č. 1. vzduchotechnická jednotka s deskovým výměníkem

varianta č. 2. vzduchotechnická jednotka s rotačním výměníkem

varianta č. 3. vzduchotechnická jednotka bez zpětného získávání tepla

Porovnáním technických parametrů dle různých kritérií a pomocí dvou metod, metody bodovací a metody párového srovnání, které se používají v ekonomice a managementu podniku, byla vybraná z každé varianty jedna VZT jednotka. Dle výpočtu stanovení váhy kritérií jako nejdůležitější kritérium vyšla účinnost výměníku ZZT a cena, navrhla jsem pro variantu č. 1. vzduchotechnickou jednotku s deskovým výměníkem od firmy Janka ENGINEERING s.r.o. KLM 12 SI s účinností 57%. Kde vyšla návratnost zařízení 3,69 roků.

Pro variantu č. 2. vzduchotechnickou jednotku s rotačním výměníkem od výrobce od firmy C.I.C. Jan Hřebec s.r.o.. H12,5 s účinností 76% , kde vyšla návratnost zařízení 1,61 roků a pro variantu č. 3 jednotku bez zpětného získávání tepla zvolila od firmy Janka ENGINEERING s.r.o. KLM 12 SI s účinností motoru ventilátoru 79%. Nevýhodněji tedy vychází zařízení s rotačním výměníkem kde pořizovací náklady jsou nižší než u zařízení s deskovým výměníkem a účinnost výměníku ZZT je vyšší. Pro názornost jsem zpracovala celkové srovnání kalkulace do tabulek č. 20 a 21.

Pro snížení energetické náročnosti provozní budovy se tedy nejvíce hodí využít VZT jednotku s rotačním regeneračním (entalpickým) výměníkem, která kromě zpětného získávání tepla zajišťuje i přenos vlhkosti do přiváděného tepelně upravovaného čerstvého vzduchu. Sníží se tím potřeba výkonu parního zvlhčovače a výkonu ohřivače, což vede ke značným provozním úsporám. Musíme zde ale znovu upozornit na fakt, že tento vzduch musí pro toto využití být vhodný a nesmí obsahovat žádné nežádoucí příměsi jako jsou nežádoucí chemické látky či pachy, které by díky regeneraci mohli ovlivnit kvalitu čerstvého vzduchu.

Účinnost udávaná výrobcem však nemusí být neměnné číslo, může se měnit například s množstvím protékajícího vzduchu, množstvím kondenzátu. Konkrétní výběr VZT jednotky může být ovlivněn kromě hodnocených kritérií ještě dalšími, která zde nebyly uvedeny. Všechny použité výpočty byly podle současně platných norem a předpisů.

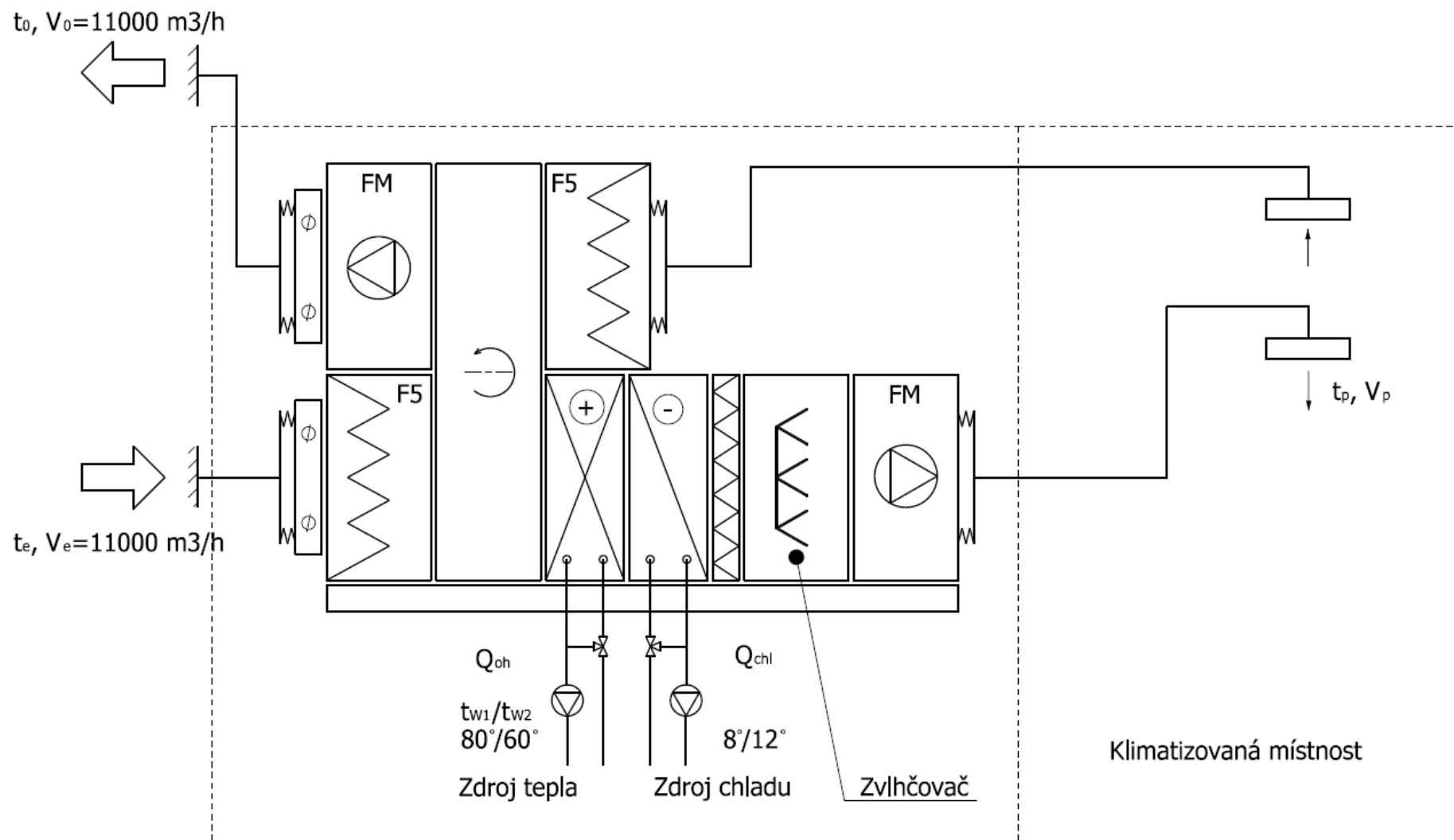
Při návrhu objektů je vždy nutno dbát i na ostatní faktory jako jsou tepelně technické vlastnosti, provoz a regulace veškerých zařízení, pro provoz nutná a která by vždy měla být řešena jako jeden celek.

Název zařízení	účinnost	V _p	V _o	pořizovací cena výměníku s DPH	teplota přiváděného vzduchu za ZZT	teplota odváděného vzduchu za ZZT	výkon ohřivače za ZZT	množství kondenzátu na straně odpadního vzduchu	počet provozních hodin denně	doba provozu v zimním období	doba provozu za celý rok	cena tepla	cena elektřiny	množství získané tepelné energie (dennoštuňová metoda)	hodnota uspořené o tepla za rok	příkon ventilátoru pro překonání tlak ztráty	náklady na zvýšený příkon ventilátorů	prostá návratnost zařízení v letech
deskový výměník	[%]	[m ³ /h]	[m ³ /h]	[Kč]	[°C]	[°C]	[kW]	[g/h]	[h]	[h]	[h]	[Kč]	[Kč]	[MWh]	[Kč]	[W]	[W]	[rok]
CAIRplus 128.096IVV V00185967	44,70	11000	11000	820304	0,65	7,40	71,68	13200	10	1857	2607	2,17	3,823	41,50	90061	1744,91	17392	7,34
AeroMaster XP 17	49,50	11000	11000	745148	2,33	9,40	65,46	33000	10	1857	2607	2,17	3,823	45,96	99733	971,51	9683	3,30
KLM 12 SI	57,00	11000	11000	467174	4,95	5,00	55,74	25080	10	1857	2607	2,17	3,823	52,92	114844	1238,96	12349	3,69
H12.5	46,00	11000	11000	403890	1,10	7,00	69,99	14520	10	1857	2607	2,17	3,823	42,71	92681	1034,19	10308	3,84

Název zařízení	účinnost	V _p	V _o	pořizovací cena výměníku	teplota přiváděného vzduchu za ZZT	teplota odváděného vzduchu za ZZT	výkon ohřivače za ZZT	počet provozních hodin denně	doba provozu v zimním období	doba provozu za celý rok	cena tepla	cena elektřina	množství získané tepelné energie (dennoštuňová metoda)	hodnota uspořené o tepla za rok	příkon ventilátoru pro překonání tlak ztráty	náklady na zvýšený příkon ventilátorů	prostá návratnost zařízení v letech
rotační výměník	[%]	[m ³ /h]	[m ³ /h]	[Kč]	[°C]	[°C]	[kW]	[h]	[h]	[h]	[Kč]	[Kč]	[MWh]	[Kč]	[W]	[W]	[rok]
CAIRplus 128.096IVV V00185968	64,7	11000	11000	779213	7,65	-1,90	45,75	10	1857	2607	2,17	3,823	60,07	130357	1275,43	12712	3,31
AeroMaster XP 17	73	11000	11000	765618	10,55	-0,80	35,00	10	1857	2607	2,17	3,823	67,78	147080	775,64	7731	1,70
KLM 12 SI	73	11000	11000	446371	10,55	-3,00	35,00	10	1857	2607	2,17	3,823	67,78	147080	848,77	8460	1,87
H12.5	76	11000	11000	431819	11,60	-6,30	31,11	10	1857	2607	2,17	3,823	70,56	153125	767,81	7653	1,61

Tabulka č. 20 a 21 Celkové srovnání kalkulace viz příloha č. 5

10. NÁKRES TECHNOLOGICKÉHO SCHÉMA STROJOVNY



SEZNAM LITERATURY

[1] CHYSKÝ, J., HEMZAL, K. a kol. Větrání a klimatizace. 1993, Brno: BOLIT-B press. 560 s. ISBN 80-901574-0-8

[2] GEBAUER, G. RUBINOVÁ, O. HORKÁ, H.: *Vzduchotechnika*. Vyd. 2. Brno: ERA, 2007. 262 s. ISBN 978-80-7366-091-8.

[3] Freiberg, F., Zralý, M.: *Ekonomika podniku*, skripta ČVUT, 2003. 106 s. ISBN 80-01-02812-7

INTERNET

[4] Hluk [cit. 2011-12-20]. Dostupný z

WWW: < <http://www.szu.cz/tema/zivotni-prostredi/hluk> >

[5] Výrobce klimatizačních jednotek [cit. 2011-12-20]. Dostupný z

WWW: < <http://www.tzb-info.cz/714-az-klima-s-r-o-vyrobce-klimajednotek> >

[6] Požadavky na vnitřní prostředí budov [cit. 2011-12-20]. Dostupný z

WWW: < <http://www.stavebnictvi3000.cz/clanky/pozadavky-na-vnitri-prostredi-budov/> >

[7] Větrání a klimatizace [cit. 2011-12-20]. Dostupný z

WWW: < <http://www.tzb-info.cz/2547-k-vyvoji-klimatizace-i> >

[8] Zpětné získávání tepla ve větrání a klimatizaci I [cit. 2011-12-20]. Dostupný z

WWW: < <http://www.tzb-info.cz/3648-zpetne-ziskavani-tepla-ve-vetrani-a-klimatizaci-i> >

[9] Zpětné získávání tepla ve větrání a klimatizaci II [cit. 2011-12-20]. Dostupný z

WWW: < <http://www.tzb-info.cz/3688-zpetne-ziskavani-tepla-ve-vetrani-a-klimatizaci-ii> >

[10] Zpětné získávání tepla ve vzduchotechnice [cit. 2011-12-20]. Dostupný z

WWW: < http://www.fce.vutbr.cz/TZB/rubanova.o/vzt_soubory/cvic11.pdf >

NORMY

[11] norma ČSN 06 0210

[12] norma ČSN 73 0548

SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ, TABULEK

Obr. 1 Sestavná klimatizační zařízení SENATOR 25

Obr. 2 Blokové klimatizační jednotky AIR INO

Obr. 3 Blokové a komorové provedení Senátor 50

Obr. 4 Ventilátorové konvektory
Obr. 5 Administrativní budova KB
Obr. 6 Schéma složek vnitřní tepelné zátěže
Obr. 7 2x Schéma deskového výměníku s křížovým proudem
Obr. 8 Schéma deskového výměníku s protiproudem proudem
Obr. 9 Schéma rotačního výměníku
Obr. 10 Schéma ZZT
Obr. 11 h-x diagram pro deskový výměník
Obr. 12 h-x diagram pro rotační výměník

Tab. 1 Ukázka výpočtu tepelných zisků pro 1. patro budovy (1.NP)
Tab. 2 Porovnání VZT zařízení s deskovým výměníkem
Tab. 3 Porovnání VZT zařízení s rotačním výměníkem
Tab. 4 Porovnání VZT zařízení bez zpětného získávání tepla
Tab. 5 Pořadí kritérií
Tab. 6 Metoda bodovací – hodnocení kritérií experty
Tab. 7 Stanovení váhy důležitosti kritérií
Tab. 8 Metoda párového srovnání dle 1. experta
Tab. 9 Metoda párového srovnání dle 2. experta
Tab. 10 Metoda párového srovnání dle 3. experta
Tab. 11 Metoda párového srovnání dle 4. experta
Tab. 12 Pořadí kritérií metodou párového srovnání
Tab. 13 Určení shody expertů u bodovací metody
Tab. 14 Určení shody expertů u metody párového srovnání
Tab. 15 Porovnání vybraného VZT zařízení s deskovým výměníkem s ostatními
Tab. 16 Porovnání vybraného VZT zařízení s rotačním výměníkem s ostatními
Tab. 17 Porovnání vybraného VZT zařízení bez zpětného získávání tepla s ostatními
Tab. 18 Přehled jednotek s deskovým výměníkem dle TOV
Tab. 19 Přehled jednotek s rotačním výměníkem dle TOV
Tab. 20 Celkové srovnání kalkulace

SEZNAM příloh

- P.1 výpočet tepelných zisků
- P.2 energetický audit vybraných objektů KB
- P.3 nabídka s technickou specifikací a cenou
- P.4 přehled technické údaje
- P.5 celkové srovnání kalkulace
- P.6 poptávka

SEZNAM VÝKRESŮ

- Plán přízemí
- Plán prvního patra
- Plán druhého patra
- Plán třetího patra